



②① Aktenzeichen: 199 42 370.9
②② Anmeldetag: 4. 9. 1999
②③ Offenlegungstag: 22. 3. 2001

⑦① Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

⑦④ Vertreter:
Dreiss, Fuhlendorf, Steimle & Becker, 70188
Stuttgart

⑦② Erfinder:
Boecking, Friedrich, 70499 Stuttgart, DE

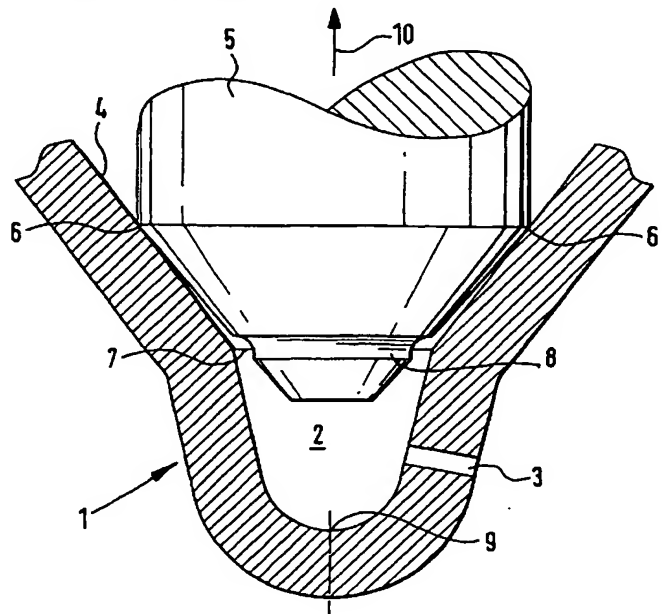
⑤⑥ Entgegenhaltungen:
DE 198 20 513 A1
DE 197 55 057 A1
DE 36 05 082 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit einer Ringnut in der Düsennadel

⑤⑦ Es wird eine Einspritzdüse (1) vorgeschlagen, bei der die Düsennadel (5) eine Ringnut (8) im Bereich des Übergangs (7) zwischen Sackloch (2) und Düsennadelsitz (4) aufweist. Bei Sitzloch-Einspritzdüsen befindet sich die Ringnut (8) im Bereich des oder der Spritzlöcher (3). Durch die Ringnut (8) verringert sich die Toleranz des Strömungswiderstands der Einspritzdüse (1) bei Teilhub der Düsennadel (5) und ermöglicht so eine genauere Bemessung der eingespritzten Kraftstoffmenge.



Die Erfindung geht aus von einer Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Spritzloch, mit einem Düsenadelsitz und mit einer Düsenadel.

Einspritzdüsen der gattungsgemäßen Art weisen vor allem im Teilhubbereich der Düsenadel eine große Streuung des Strömungswiderstands und damit auch der eingespritzten Kraftstoffmenge auf. In Folge dessen ist das Emissions- und Verbrauchsverhalten vieler der mit diesen Einspritzdüsen ausgerüsteten Brennkraftmaschinen nicht optimal.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Einspritzdüse bereitzustellen, bei der die Streuung der Einspritzmenge im Teilhubbereich der Düsenadel bei verschiedenen Exemplaren einer Einspritzdüse gleicher Bauart verringert wird und somit das Verbrauchs- und Emissionsverhalten der mit der erfindungsgemäßen Einspritzdüse ausgerüsteten Brennkraftmaschinen verbessert wird.

Diese Aufgabe wird gelöst durch eine Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Spritzloch, mit einem Düsenadelsitz und mit einer Düsenadel, wobei das dem Düsenadelsitz zugewandte Ende der Düsenadel eine Ringnut aufweist.

Die Ringnut in dem dem Düsenadelsitz zugewandten Ende der Düsenadel ist im Teilhubbereich der Düsenadel maßgeblich für die Drosselwirkung der Einspritzdüse. Da es möglich ist, Ringnuten mit großer Wiederholgenauigkeit zu fertigen, streut somit die Drosselwirkung der Einspritzdüse zwischen verschiedenen Exemplaren einer Einspritzdüse gleicher Bauart nur noch in sehr geringem Umfang. Aus diesem Grund kann durch Messen des Betriebsverhaltens einer erfindungsgemäßen Einspritzdüse das Betriebsverhalten aller anderen bauartgleichen Einspritzdüsen mit wesentlich größerer Genauigkeit vorhergesagt werden und die Steuerung des Einspritzvorgangs entsprechend optimiert werden.

Eine Variante einer erfindungsgemäßen Einspritzdüse sieht vor, dass der Düsenadelsitz kegelstumpfförmig ist, wodurch sich eine gute Dichtwirkung und eine gute Zentrierung der Düsenadel im Düsenadelsitz ergibt.

Bei einer anderen Ausführung der Erfindung beträgt der Kegelwinkel des Düsenadelsitzes 60° , so dass eine gute Dichtwirkung zwischen Düsenadel und Düsenadelsitz erzielt wird.

In Ergänzung der Erfindung ist das dem Düsenadelsitz zugewandte Ende der Düsenadel ein Kegel und ist der Kegelwinkel der Düsenadel bis zu einem Grad, vorzugsweise 15–30 Winkelminuten, größer als der Kegelwinkel des Düsenadelsitzes, so dass die Dichtfläche verkleinert und in den Bereich des größten Durchmessers der Düsenadel verlegt wird.

Bei einer Ausführungsform der Erfindung verläuft die Ringnut parallel zur Grundfläche des Kegels, so dass über den gesamten Umfang der Düsenadel gleiche Strömungsbedingungen herrschen.

Eine Variante sieht vor, dass an den Düsenadelsitz ein Sackloch anschließt, welches mindestens ein Spritzloch aufweist, so dass die Vorteile der erfindungsgemäßen Düsenadel auch bei Sackloch-Einspritzdüsen genutzt werden können.

Bei einer Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass bei geschlossener Einspritzdüse der Abstand des Übergangs zwischen Sackloch und Düsenadelsitz vom Grund der Einspritzdüse und der Abstand der Ringnut vom Grund der Einspritzdüse im Wesentlichen gleich sind, so dass im Teilhubbereich der Düsenadel die Ringnut anstelle des Übergangs die Drosselwirkung der Einspritzdüse bestimmt.

Eine Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die Breite der Ringnut 0,1 mm bis 0,3 mm, vorzugsweise 0,16 mm bis 0,24 mm beträgt, so dass über einen ausreichend großen Teilhubbereich die Ringnut maßgeblich für die Drosselwirkung der Einspritzdüse ist. Die Ringnut muss in jedem Fall so groß sein, dass nur die Vorderkante der Ringnut kurzzeitig drosselt.

Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Tiefe der Ringnut 0,02 mm bis 0,2 mm, vorzugsweise 0,08 mm bis 0,14 mm beträgt, so dass das Volumen der Ringnut klein bleibt und somit auch die Menge des Kraftstoffs, die bei abgestellter Brennkraftmaschine verdunstet, klein bleibt. Trotzdem erfolgt eine ausreichende Beeinflussung der Drosselwirkung der Einspritzdüse durch die Ringnut.

Bei einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist das Sackloch konisch, so dass das Teillastverhalten von konischen Sackloch-Einspritzdüsen verbessert wird.

In Ergänzung der Erfindung ist vorgesehen, das Sackloch zylindrisch auszuführen, so dass auch das Teillastverhalten von zylindrischen Sackloch-Einspritzdüsen verbessert wird.

Eine andere Ausführungsform sieht vor, dass das Sackloch ein Minisackloch oder ein Mikrosackloch ist, so dass die erfindungsgemäßen Vorteile auch bei diesen Einspritzdüsen nutzbar sind.

Eine erfindungsgemäße Variante sieht vor, dass der Düsenadelsitz mindestens ein Spritzloch aufweist, so dass die Vorteile der erfindungsgemäßen Düsenadel auch bei Sitzloch-Einspritzdüsen genutzt werden können. Bei Sitzloch-Einspritzdüsen tritt bisweilen auch das Problem auf, dass, aufgrund magelhafter Zentrierung der Düsenadel bezüglich des Düsenadelsitzes, der an den über den Umfang verteilten Spritzlöchern anliegende Druck des Kraftstoffs nicht gleich ist, was zu ungünstigen Bedingungen bei der Einspritzung führen kann. Durch die Ringnut kann ein Druckausgleich zwischen den Spritzlöchern erfolgen, so dass sich die mangelhafte Zentrierung der Düsenadel nicht negativ auf die Einspritzbedingungen auswirkt.

Bei einer weiteren Variante ist vorgesehen, dass bei geschlossener Einspritzdüse der Abstand des Durchstoßpunkts der Längsachse des oder der Spritzlöcher durch den Düsenadelsitz vom Grund der Einspritzdüse und der Abstand der Ringnut vom Grund der Einspritzdüse im Wesentlichen gleich sind, so dass im Teilhubbereich der Düsenadel die Ringnut anstelle des Übergangs vom Düsenadelsitz in das Spritzloch die Drosselwirkung der Einspritzdüse bestimmt.

Bei einer Ausführungsform der Erfindung ist die Breite der Ringnut größer, vorzugsweise eineinhalb mal größer als der Durchmesser des oder der Spritzlöcher, so dass die Drosselwirkung der Einspritzdüse über einen ausreichend großen Teilhubbereich von der Ringnut beeinflusst wird.

Bei anderen Ausgestaltungen der Erfindung ist vorgesehen, dass die Tiefe der Ringnut kleiner als die Breite der Ringnut ist oder dass die Tiefe der Ringnut 0,02 mm bis 0,1 mm, vorzugsweise 0,04 mm bis 0,07 mm beträgt, so dass das Volumen der Ringnut klein bleibt und trotzdem eine ausreichende Beeinflussung der Drosselwirkung der Einspritzdüse durch die Ringnut erfolgt.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Beschreibung, der Zeichnung und den Ansprüchen entnehmbar.

Ein Ausführungsbeispiel des Gegenstands der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und im Folgenden näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch eine erfindungsgemäße Sackloch-Einspritzdüse;

Fig. 2 eine Kennlinie des hydraulischen Durchmessers einer erfindungsgemäßen Sackloch-Einspritzdüse über dem

Hub der Düsennadel;

Fig. 3 einen Querschnitt durch eine erfindungsgemäße Sitzloch-Einspritzdüse und

Fig. 4 eine Kennlinie des hydraulischen Durchmessers einer erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüse über dem Hub der Düsennadel.

In Fig. 1 ist eine Einspritzdüse 1 mit einem konischen Sackloch 2 dargestellt. Das Sackloch 2 kann auch zylindrisch sein oder es kann sich um eine Mini- oder Mikro-Sackloch 2 handeln. Bei letztgenannten ist das Volumen des Sacklochs 2 gegenüber der in Fig. 1 dargestellten Bauart verringert. Dadurch verdunstet bei abgestellter Brennkraftmaschine weniger Kraftstoff in den Brennraum.

Über ein Spritzloch 3 gelangt der nicht dargestellte Kraftstoff aus dem Sackloch 2 in den ebenfalls nicht dargestellten Brennraum. An das konische Sackloch 2 schließt sich ein kegelstumpfförmiger Düsennadelsitz 4 an. Der Düsennadelsitz 4 kann einen Kegelwinkel von 60° haben.

An dem Düsennadelsitz 4 liegt eine Düsennadel 5 auf. In Fig. 1 ist deutlich zu erkennen, dass der Kegelwinkel der Düsennadel 5 größer als der Kegelwinkel des Düsennadelsitzes 4 ist. Dadurch liegt die Kontaktzone 6 zwischen Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 im Bereich des größten Durchmessers der Düsennadel 5 und die Flächenpressung zwischen Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 wird erhöht. Die Differenz der Kegelwinkel von Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 ist in Fig. 1 übertrieben dargestellt. In der Regel ist die o. g. Differenz kleiner als 1 Grad und bewegt sich im Bereich von wenigen Winkelminuten.

Der Übergang zwischen Sackloch 2 und Düsennadelsitz 4 nach dem Stand der Technik ist eine Kante 7, die beim Schleifen des Düsennadelsitzes 4 entsteht. Je nach Art der Bearbeitung kann die Kante 7 ein scharfer Grat oder eine glatte Kante sein. Der Strömungswiderstand der Kante 7 wird wesentlich von der Beschaffenheit derselben beeinflusst.

Eine in die Düsennadel 5 eingestochene oder geschliffene Ringnut 8 verringert den Einfluss der Kante 7 auf den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1. Der Abstand der Ringnut 8 von einem Grund 9 der Einspritzdüse 1 ist etwa gleich groß wie der Abstand von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 und der Kante 7. Dadurch wird, unabhängig vom Hub der Düsennadel 5, die Drosselwirkung der Einspritzdüse 1 nicht oder zumindest nicht nennenswert von der Geometrie der Kante 7 beeinflusst. Dieser Effekt beruht darauf, dass, wegen des im Vergleich zu dem Ringspalt zwischen Düsennadelsitz 4 und dem Kegel der Düsennadel 5 großen hydraulischen Durchmessers des Ringspals zwischen Ringnut 8 und Kante 7, der Strömungswiderstand in dem letztgenannten Ringspalt geringer ist als der des erstgenannten Ringspals. Da beide Strömungswiderstände in Reihe geschaltet sind, ist für den Strömungswiderstand der gesamten Einspritzdüse im Wesentlichen der kleinste Einzelwiderstand maßgeblich.

Die Folgen der Streuung des Strömungswiderstands von Einspritzdüsen 1 im Bereich der Kante 7 werden anhand des in Fig. 2 dargestellten Diagramms veranschaulicht. In Fig. 2 ist der hydraulische Durchmesser 11 einer Sackloch-Einspritzdüse 1 über dem Düsennadelhub 10 qualitativ aufgetragen. Der hydraulische Durchmesser 11 ist eine Größe mittels derer beliebige durchströmte Querschnitte hinsichtlich ihres Strömungswiderstands vergleichbar gemacht werden. Als Bezugsgröße dient der Strömungswiderstand eines Rohrs mit kreisförmigem Querschnitt. Ein Querschnitt mit großem hydraulischen Durchmesser hat einen geringen Strömungswiderstand und umgekehrt.

In Fig. 2 wurde der Düsennadelhub 10 in zwei Bereiche eingeteilt. Ein erster Bereich erstreckt sich von Null bis "a",

der zweite, nachfolgend als Teilhubbereich bezeichnete Bereich erstreckt sich von "a" bis "b". Bei "c" ist der volle Düsennadelhub erreicht.

Wenn eine geschlossene Einspritzdüse 1, bei der die Düsennadel 5 auf dem Düsennadelsitz 4 aufliegt, geöffnet wird, ergibt sich bei sehr kleinem Düsennadelhub 10 im Bereich der Kontaktzone 6 ein sehr schmaler Spalt, durch den der unter Druck stehende Kraftstoff in das Sackloch 2 strömen kann. Dieser sehr schmale Spalt bestimmt den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1 maßgeblich und legt damit auch den hydraulischen Durchmesser 11 fest. Da der Strömungswiderstand dieses sehr schmalen Spalts groß ist, ist der hydraulische Durchmesser 11 der Einspritzdüse 1 bei sehr kleinem Düsennadelhub 10 sehr klein.

Im Teilhubbereich zwischen "a" und "b" wird der Strömungswiderstand von Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik maßgeblich von der Kante 7 zwischen Düsennadelsitz 4 und Sackloch 2 bestimmt. Damit ist die Kante 7 im Teilhubbereich auch für den hydraulischen Durchmesser der Einspritzdüse 1 von großer Bedeutung. Das bedeutet, dass Änderungen in der Geometrie der Kante 7 Änderungen des hydraulischen Durchmessers 11 zur Folge haben. Im Bereich des vollen Düsennadelhubs "c" ist das Spritzloch 3 der Einspritzdüse 1 maßgeblich für den hydraulischen Durchmesser der Einspritzdüse 1.

Gemäß dem vorstehend Gesagten führen Streuungen in der Geometrie der Kante 7 zu einer Änderung der Kennlinie 12 der Einspritzdüse 1 vor allem im Teilhubbereich zwischen "a" und "b".

In Fig. 2 sind Kennlinien 12 und 13 einer Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik und eine Kennlinie 14 einer erfindungsgemäßen Sackloch-Einspritzdüse 1 dargestellt. Bei der Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik weist die Düsennadel 5 keine Ringnut auf. Wegen der oben beschriebenen Streuungen in der Geometrie der Kante 7, streuen auch die Kennlinien verschiedener Exemplare bauartgleicher Einspritzdüsen 1, insbesondere im Teilhubbereich. Dies ist durch die Abweichungen der Kennlinien 12 und 13 voneinander in Fig. 2 veranschaulicht.

Die Kennlinie 14 repräsentiert eine erfindungsgemäße Einspritzdüse bei der vor allem im Teilhubbereich die Drosselwirkung der Kante 7 nicht zum Tragen kommt, da der Kraftstoff in die Ringnut 8 ausweichen kann. In Folge dessen ist der hydraulische Durchmesser 11 der erfindungsgemäßen Einspritzdüse 1 im Teilhubbereich größer als der von Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik. Vor allem aber streuen die Kennlinien 14 verschiedener Exemplare bauartgleicher erfindungsgemäßer Einspritzdüsen 1, insbesondere im Teilhubbereich sehr viel weniger, da die Geometrie der Ringnut 8 mit großer Wiederholgenauigkeit gefertigt werden kann.

Bei in Serie gefertigten Brennkraftmaschinen wird das Kennfeld der Brennkraftmaschine und des zugehörigen Einspritzsystems anhand eines oder mehrerer ausgewählter Testexemplare durch Messungen ermittelt. Die solcherart ermittelten Kennfelder werden allen bauartgleichen Einspritzsystemen zugrundegelegt.

Im Folgenden wird angenommen, dass die Kennlinie 12 eine gemessene Kennlinie ist, und dass diese Kennlinie 12 in dem Steuergerät des Einspritzsystems abgespeichert ist. Weiter wird unterstellt, dass eine der Serienfertigung entnommene Einspritzdüse 1 die Kennlinie 13 hat. Wenn nun die Einspritzdüse 1 mit der Kennlinie 13 mit einem Steuergerät zusammenwirkt, in dem die Kennlinie 12 abgespeichert ist, dann stimmt die tatsächliche Einspritzmenge im Teilhubbereich der Einspritzdüse 1 mit der Kennlinie 13 nicht mit der bei den Testexemplaren gemessenen optimalen Einspritzmenge gemäß der Kennlinie 12 überein, so dass die

Leistung und/oder das Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine verschlechtert wird.

Bei den erfindungsgemäßen Einspritzdüsen 1 streuen die Kennlinien 14 nur in sehr geringen Maße, so dass bei allen mit erfindungsgemäßen Einspritzdüsen 1 ausgerüsteten Brennkraftmaschinen die Übereinstimmung zwischen der im Steuergerät abgespeicherten Kennlinie 14 und den Kennlinien 14 der eingebauten Einspritzdüsen 1 deutlich verbessert wird. Die Übereinstimmung kann, verglichen mit der Streuung bei Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik, beispielsweise um den Faktor 2 bis 3 verbessert werden. In Folge dessen entspricht die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge genau der von dem Steuergerät vorgegebenen Einspritzmenge und das Verbrauchs- und Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine ist optimal.

In Fig. 3 ist eine erfindungsgemäße Einspritzdüse 1 mit als Sitzlöchern ausgebildeten Spritzlöchern 3 dargestellt. Die Bezugswerte entsprechen den in Fig. 1 verwandten. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass im Teilhubbereich anstelle der Kante 7 der Übergang 15 zwischen Düsenadelsitz 4 und Spritzlöchern 3 maßgeblich für den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1 ist. Die erfindungsgemäße Ringnut 8 ist bei Sitzloch-Einspritzdüsen auf Höhe der Spritzlöcher 3 angeordnet, so dass der Einfluss des Übergangs 15 zwischen Düsenadelsitz 4 und Spritzlöchern 3 auf den Strömungswiderstand der Einspritzdüse stark reduziert wird. Der Abstand der Ringnut 8 von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 ist etwa gleich groß wie der Abstand von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 und einem Durchstoßpunkt 16 der Längsachse des Spritzlochs 3 und dem Düsenadelsitz 4. Dadurch wird, unabhängig vom Hub der Düsenadel 5, die Drosselwirkung der Einspritzdüse 1 nicht oder zumindest nicht nennenswert von der Geometrie des Übergangs 15 beeinflusst.

In Fig. 4 sind die Kennlinie 12 einer Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik und die Kennlinie 14 einer erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüse 1 dargestellt.

Für die erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüsen gilt das bezüglich der Sackloch-Einspritzdüsen oben gesagte mit den erwähnten Unterschieden entsprechend.

Alle in der Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und der Zeichnung dargestellten Merkmale können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination miteinander erfindungswesentlich sein.

Patentansprüche

1. Einspritzdüse (1) für Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Spritzloch (3), mit einem Düsenadelsitz (4) und mit einer Düsenadel (5), **dadurch gekennzeichnet**, dass das dem Düsenadelsitz (4) zugewandte Ende der Düsenadel (5) eine Ringnut (8) aufweist.
2. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Düsenadelsitz (4) kegelförmig ist.
3. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Kegelwinkel des Düsenadelsitzes (4) etwa 60° beträgt.
4. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass das dem Düsenadelsitz (4) zugewandte Ende der Düsenadel (5) ein Kegel ist, und dass der Kegelwinkel der Düsenadel (5) bis zu etwa einem Grad, vorzugsweise 15 bis 30 Winkelminuten, größer als der Kegelwinkel des Düsenadelsitzes (4) ist.
5. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Ringnut (8) parallel

zur Grundfläche des Kegels verläuft.

6. Einspritzdüse (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass an den Düsenadelsitz (4) ein Sackloch (2) anschließt, welches mindestens ein Spritzloch (3) aufweist.

7. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass bei geschlossener Einspritzdüse (1) der Abstand des Übergangs (7) zwischen Sackloch (2) und Düsenadelsitz (4) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) und der Abstand der Ringnut (8) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) im Wesentlichen gleich sind.

8. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite der Ringnut (8) etwa 0,1 mm bis 0,3 mm, vorzugsweise etwa 0,16 mm bis 0,24 mm beträgt.

9. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8) etwa 0,02 mm bis 0,2 mm, vorzugsweise etwa 0,08 mm bis 0,14 mm beträgt.

10. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) konisch ist.

11. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) zylindrisch ist.

12. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) ein Mini-Sackloch oder ein Mikro-Sackloch ist.

13. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Düsenadelsitz (4) mindestens ein Spritzloch (3) aufweist.

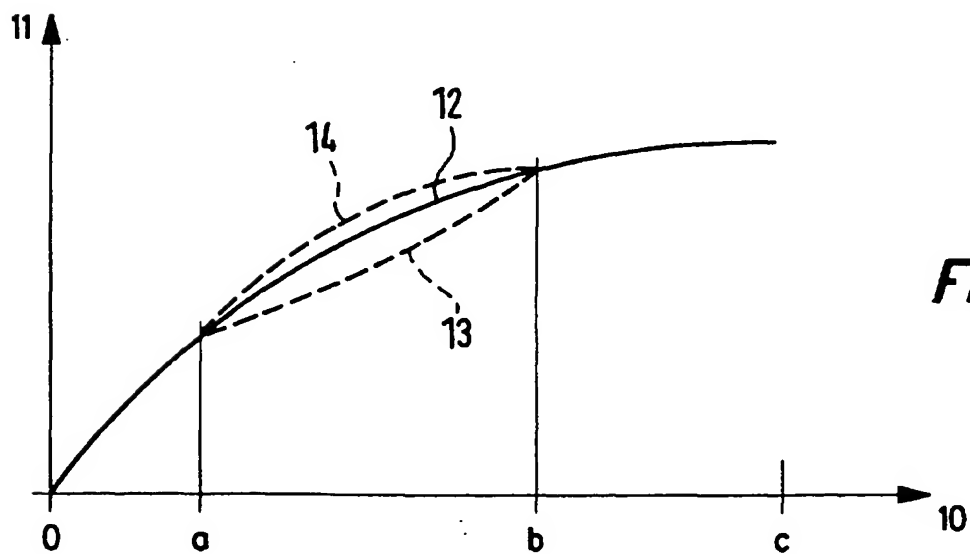
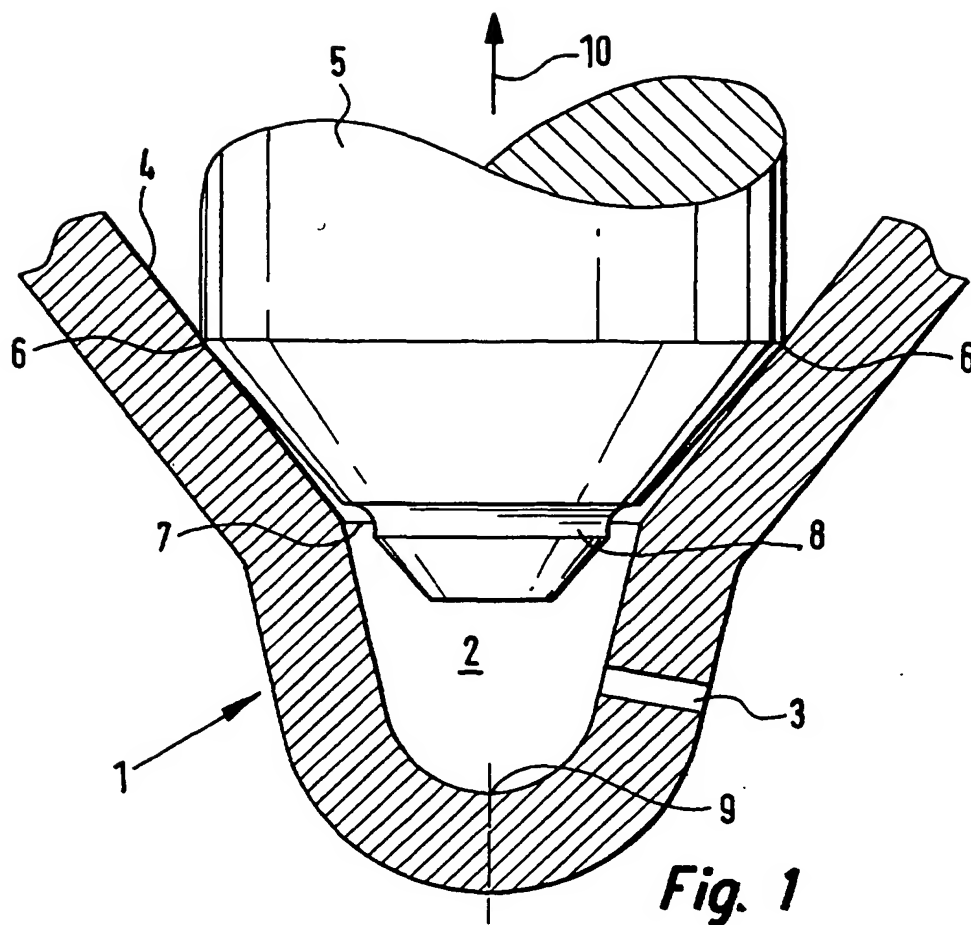
14. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass bei geschlossener Einspritzdüse (1) der Abstand des Durchstoßpunkts (16) der Längsachse des oder der Spritzlöcher (3) durch den Düsenadelsitz (4) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) und der Abstand der Ringnut (8) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) im Wesentlichen gleich sind.

15. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite der Ringnut (8) größer, vorzugsweise etwa eineinhalb mal größer als der Durchmesser des oder der Spritzlöcher (3) ist.

16. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8) kleiner als die Breite der Ringnut (8) ist.

17. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 13 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8) etwa 0,02 mm bis 0,1 mm, vorzugsweise etwa 0,04 mm bis 0,07 mm beträgt.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen



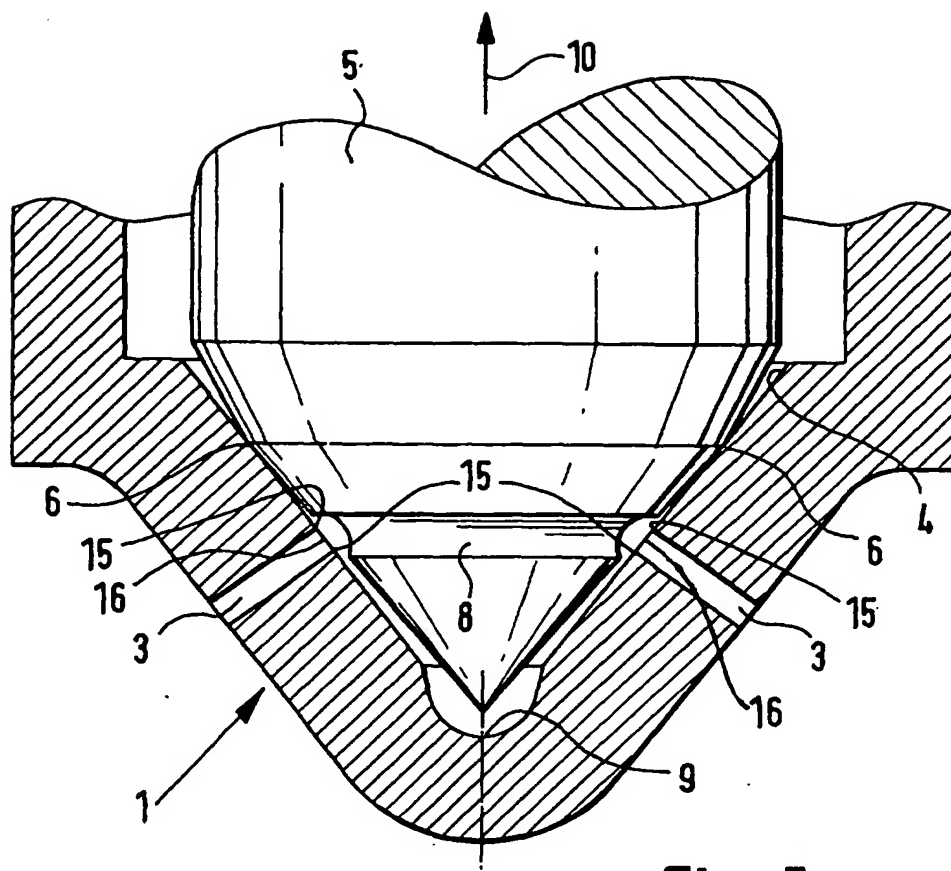


Fig. 3

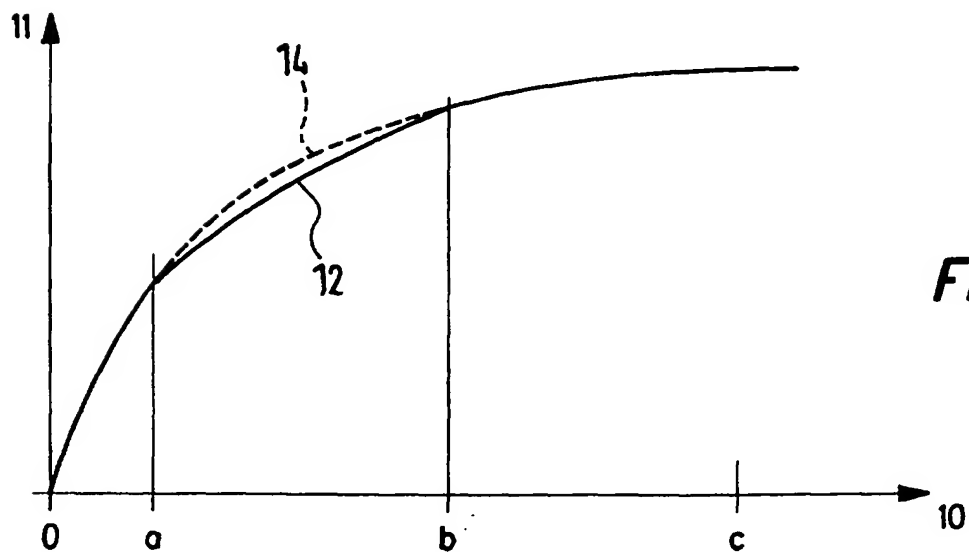


Fig. 4

BEST AVAILABLE COPY